

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant: Tomoya IMAZU
Title: VIBRATION SUPPRESSION APPARATUS AND METHOD FOR HYBRID VEHICLE
Appl. No.: Unassigned
Filing Date: AUG 22 2003
Examiner: Unassigned
Art Unit: Unassigned

CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY

Commissioner for Patents
PO Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- Japanese Patent Application No. 2002-245722 filed 08/26/2002.

Respectfully submitted,

Date AUG 22 2003

By 

FOLEY & LARDNER
Customer Number: 22428



22428

PATENT TRADEMARK OFFICE

Telephone: (202) 672-5414
Facsimile: (202) 672-5399

Richard L. Schwaab
Attorney for Applicant
Registration No. 25,479

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日

Date of Application:

2002年 8月26日

出 願 番 号

Application Number:

特願2002-245722

[ST.10/C]:

[JP2002-245722]

出 願 人

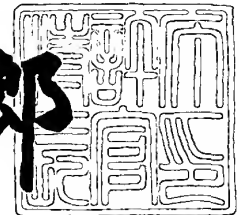
Applicant(s):

日産自動車株式会社

2003年 5月 9日

特 許 庁 長 官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田信一郎



出証番号 出証特2003-3034080

【書類名】 特許願

【整理番号】 NM02-00123

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 B60L 15/20

【発明者】

 【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地
 日産自動車株式会社内

 【氏名】 今津 知也

【特許出願人】

 【識別番号】 000003997

 【氏名又は名称】 日産自動車株式会社

【代理人】

 【識別番号】 100119644

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 綾田 正道

【選任した代理人】

 【識別番号】 100105153

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 朝倉 悟

【手数料の表示】

 【予納台帳番号】 146261

 【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

 【物件名】 明細書 1

 【物件名】 図面 1

 【物件名】 要約書 1

【ブルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 ハイブリッド車両の振動抑制装置および振動抑制方法

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 主たる動力源と、複数の補助的な動力源と、主たる動力源の出力を駆動出力部材に伝える際の変速比を変更するための遊星歯車機構と、を有するハイブリッド車両において、

前記動力源のうちトルクの制御が可能な二つの動力源を選択し、この二つの動力源に与えられるトルク指令に対して振動制御用の信号を重畳することにより、前記遊星歯車機構の 2 自由度振動を抑制する振動抑制制御手段を備えたことを特徴とするハイブリッド車両の振動抑制装置。

【請求項 2】 請求項 1 に記載されたハイブリッド車両の振動抑制装置において、

前記遊星歯車機構を実プラントといい、前記遊星歯車機構の振動の力学モデルをプラントモデルというとき、

前記振動抑制制御手段は、プラントモデルの逆モデルを用いて、振動を発生させる外乱トルクを逆算し、これを一部または全部をキャンセルする補正トルクを実プラントの各要素に結合される動力源のうち、二つの動力源に加えることにより実プラントの 2 自由度振動を抑制することを特徴とするハイブリッド車両の振動抑制装置。

【請求項 3】 請求項 2 に記載されたハイブリッド車両の振動抑制装置において、

前記実プラントの各要素に作用するトルクにより発生する各要素の変位を計測する変位計測手段を設け、

前記振動抑制制御手段は、各要素に作用するトルクと変位計測値を用いて実変位を算出する実変位算出部と、各要素に作用するトルクとプラントモデルを用いてモデル変位を算出するモデル変位算出部と、実変位とモデル変位の誤差（振動変位）を算出する振動変位算出部と、算出された振動変位とプラントモデルの逆モデルを用いて外乱トルクを逆算する外乱トルク算出部と、算出された外乱トルクの符号を反転した補正トルクを算出する補正トルク算出部と、算出した補正ト

ルクを選択した二つの要素が結合される動力源に加える補正トルク加算部と、を有することを特徴とするハイブリッド車両の振動抑制装置。

【請求項 4】 請求項 1 に記載されたハイブリッド車両の振動抑制装置において、

前記実プラントの各要素に作用するトルクにより発生する各要素の変位を計測する変位計測手段を設け、

前記振動抑制制御手段は、各要素に作用するトルクと変位計測値を用いて実変位を算出する実変位算出部と、算出された実変位と電氣的ダンパーを用いて減衰トルクを算出する減衰トルク算出部と、算出された減衰トルクの符号を反転した補正トルクを算出する補正トルク算出部と、算出した補正トルクを選択した二つの要素が結合される動力源に加える補正トルク加算部と、を有することを特徴とするハイブリッド車両の振動抑制装置。

【請求項 5】 請求項 1 に記載されたハイブリッド車両の振動抑制装置において、

前記実プラントの各要素に作用するトルクにより発生する各要素の変位を計測する変位計測手段を設け、

前記振動抑制制御手段は、各要素に作用するトルクと変位計測値を用いて実変位を算出する実変位算出部と、各要素に作用するトルクとプラントモデルを用いてモデル変位を算出するモデル変位算出部と、実変位とモデル変位の誤差（振動変位）を算出する振動変位算出部と、算出された振動変位と電氣的ダンパーを用いて減衰トルクを算出する減衰トルク算出部と、算出された減衰トルクの符号を反転した補正トルクを算出する補正トルク算出部と、算出した補正トルクを選択した二つの要素が結合される動力源に加える補正トルク加算部と、を有することを特徴とするハイブリッド車両の振動抑制装置。

【請求項 6】 請求項 1 ないし 5 の何れか 1 項に記載されたハイブリッド車両の振動抑制装置において、

前記振動抑制制御手段は、前記トルクの制御が可能な動力源のうちトルク制御応答の優れる二つの動力源を選択し、この二つの動力源に与えられるトルク指令に対して振動制御用の信号を重畳することにより、前記遊星歯車機構の 2 自由度

振動を抑制することを特徴とするハイブリッド車両の振動抑制装置。

【請求項 7】 請求項 1 ないし 5 の何れか 1 項に記載されたハイブリッド車両の振動抑制装置において、

前記振動抑制制御手段は、遊星歯車機構の構成要素と各動力源とを結ぶ軸ねじれ系の共振周波数のうち、二つの高い周波数を有する結合軸が連結される動力源を選択し、この二つの動力源に与えられるトルク指令に対して振動制御用の信号を重畳することにより、前記遊星歯車機構の 2 自由度振動を抑制することを特徴とするハイブリッド車両の振動抑制装置。

【請求項 8】 請求項 1 ないし 7 の何れか 1 項に記載されたハイブリッド車両の振動抑制装置において、

前記主たる動力源がエンジンであり、前記複数の補助的な動力源が二つのモータであり、主たる動力源の出力を駆動出力部材に伝える際の変速比を変更するための遊星歯車機構が、二つのモータ間にエンジンと駆動出力部材が配置される速度線図（共線図）であらわされる 4 要素・2 自由度の遊星歯車機構であり、

前記振動抑制制御手段は、共線図上で両端に配置される二つのモータのトルク指令に対して振動制御用の信号を重畳することを特徴とするハイブリッド車両の振動抑制装置。

【請求項 9】 請求項 8 に記載されたハイブリッド車両の振動抑制装置において、

前記主たる動力源がエンジンであり、前記複数の補助的な動力源が 1 つのステータと二つのロータを持つ同軸多層モータであり、主たる動力源の出力を駆動出力部材に伝える際の変速比を変更するための遊星歯車機構が、同軸多層モータによる二つのモータ間にエンジンと駆動出力部材が配置される速度線図（共線図）であらわされるラビニョウ型複合遊星歯車列であることを特徴とするハイブリッド車両の振動抑制装置。

【請求項 10】 主たる動力源と、複数の補助的な動力源と、主たる動力源の出力を駆動出力部材に伝える際の変速比を変更するための遊星歯車機構と、を有するハイブリッド車両において、

前記動力源のうちトルクの制御が可能な二つの動力源を選択し、この二つの動

力源に与えられるトルク指令に対して振動制御用の信号を重畳することにより、前記遊星歯車機構の2自由度振動を抑制することを特徴とするハイブリッド車両の振動抑制方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、例えば、エンジンと2つのモータを駆動源とするハイブリッド車両の振動抑制装置および振動抑制方法の技術分野に属する。

【0002】

【従来の技術】

従来、電動車両の振動抑制装置としては、例えば、特開2000-217209号公報に記載のものが知られている。

【0003】

この従来公報には、実プラントとプラントモデルの出力誤差を外乱トルクのみ起因するものとして逆算（トルク→回転角度が二重積分であるから、逆算は二重微分）し、これをコンディショニング（所定の周波数帯域の信号のみを取り出す）して補正トルク指令として足し込む構成が記載されている。この構成においては、実プラントおよびそのモデルはそれぞれ1自由度運動（状態方程式としては2次）として扱われている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、従来の電動車両の振動抑制装置にあっては、実プラントの振動を1自由度運動として抑制するものであるため、ハイブリッド車両のように動力源の数が多く、動力伝達機構全体の振動の運動自由度が2以上となる場合は、1自由度の振動抑制技術を適用しても振動抑制が「効果的ではない」という問題があった。

【0005】

ここで、「効果的ではない」とは、例えば、出力軸トルクの振動を低減した場合は、遊星歯車機構の内部の回転振動が残留することになり、遊星歯車機構内の

要素の摩耗が促進される等の問題点がある。また、例えば、遊星歯車機構内の振動をできるだけ低減しようとする、出力軸トルクの振動が残留することになり、乗り心地を損なうのみならず、最終減速機から下流の動力伝達要素の摩耗が促進される等の問題点がある。

【 0 0 0 6 】

このため、遊星歯車機構の構成要素の耐久性に問題が生じたり、それを防止するために構成要素の強度を大きくせざるを得ず、コスト高を招いたりする。さらには、駆動出力トルクが振動することにより運転者に不快感を与えたり、構成部品の微小振動に伴う不快なノイズを発生させたりしていた。

【 0 0 0 7 】

本発明は、上記問題点に着目してなされたもので、遊星歯車機構の2自由度振動を効果的に抑制することができ、この結果、遊星歯車機構の構成要素の耐久性を犠牲にすることなく強度を落とし、コストを下げることもできると共に、駆動出力トルクの振動や不快なノイズを低減することができるハイブリッド車両の振動抑制装置を提供することを目的とする。

【 0 0 0 8 】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するため、本発明では、主たる動力源と、複数の補助的な動力源と、主たる動力源の出力を駆動出力部材に伝える際の変速比を変更するための遊星歯車機構と、を有するハイブリッド車両において、

前記動力源のうちトルクの制御が可能な二つの動力源を選択し、この二つの動力源に与えられるトルク指令に対して振動制御用の信号を重畳することにより、前記遊星歯車機構の2自由度振動を抑制する振動抑制制御手段を備えたことを特徴とする。

【 0 0 0 9 】

ここで、「主たる動力源」とは、例えば、エンジンや主モータをいう。

【 0 0 1 0 】

「複数の補助的な動力源」とは、例えば、2つ以上の独立したモータや、共通ステータと2つのロータにより外観上は1つのモータであるが、機能上は2つの

モータ機能を達成する動力源をいう。

【0 0 1 1】

「遊星歯車機構」とは、例えば、エンジンと第1モータと第2モータと駆動出力部材との4要素を連結するため、少なくとも4要素2自由度を有する遊星歯車列により構成されるラビニョウ型複合遊星歯車列等をいう。

【0 0 1 2】

【発明の効果】

よって、本発明のハイブリッド車両の振動抑制装置にあっては、動力源のうちトルクの制御が可能な二つの動力源を選択し、この二つの動力源に与えられるトルク指令に対して振動制御用の信号を重畳することにより、遊星歯車機構の2自由度振動を抑制するようにしたため、遊星歯車機構の2自由度振動を効果的に抑制することができ、この結果、遊星歯車機構の構成要素の耐久性を犠牲にすることなく強度を落とし、コストを下げることができると共に、駆動出力トルクの振動や不快なノイズを低減することができる。

【0 0 1 3】

【発明の実施の形態】

以下、本発明のハイブリッド車両の振動抑制装置および振動抑制方法を実現する実施の形態を、図面に基づいて説明する。

【0 0 1 4】

(第1実施例)

まず、構成を説明する。

図1は第1実施例装置が適用されたハイブリッド車両のハイブリッド駆動系及びその制御系を示す全体システム図である。ハイブリッド駆動系の構成を説明すると、図1において、1はエンジン、2は同軸多層モータ、3はラビニョウ型複合遊星歯車列、4は出力ギヤ、5はカウンターギヤ、6はドライブギヤ、7はディファレンシャル、8、8は駆動軸、9はモータ&ギヤケース、10はエンジン出力軸、11は第1モータ出力軸、12は第2モータ出力軸、13はモータ室、14はギヤ室、15は駆動出力軸、16はクラッチである。

【0 0 1 5】

前記同軸多層モータ 2 は、モータ&ギヤケース 9 に固定され、コイルを巻いた固定電機子としてのステータ S と、前記ステータ S の外側に配置し、図外の永久磁石を埋設したアウターロータ OR と、前記ステータ S の内側に配置し、図外の永久磁石を埋設したインナーロータ IR と、を同軸上に配置することで構成されている。以下、ステータ S + アウターロータ OR を第 1 モータ MG1 といい、ステータ S + インナーロータ IR を、第 2 モータ MG2 という。

【 0 0 1 6 】

前記ラビニョウ型複合遊星歯車列 3 は、互いに噛み合う第 1 ピニオン P1 と第 2 ピニオン P2 を支持する共通キャリア C と、第 1 ピニオン P1 に噛み合う第 1 サンギヤ S1 と、第 2 ピニオン P2 に噛み合う第 2 サンギヤ S2 と、第 2 ピニオン P2 に噛み合うリングギヤ R との 4 つの回転要素を有する。なお、第 1 サンギヤ S1 と第 1 ピニオン P1 と第 2 ピニオン P2 とリングギヤ R によりダブルピニオン型遊星歯車が構成され、第 2 サンギヤ S2 と第 2 ピニオン P2 とリングギヤ R によりシングルピニオン型遊星歯車が構成される。

【 0 0 1 7 】

そして、ハイブリッド駆動系は、前記リングギヤ R とエンジン出力軸 1 0 とをクラッチ 1 6 を介して連結し、前記第 1 サンギヤ S1 と第 1 モータ出力軸 1 1 とを連結し、前記第 2 サンギヤ S2 と第 2 モータ出力軸 1 2 とを連結し、前記共通キャリア C に駆動出力軸 1 5 を介して出力ギヤ 4 (Out) を連結することにより構成されている。

【 0 0 1 8 】

前記出力ギヤ 4 からの出力回転及び出力トルクは、カウンターギヤ 5 → ドライブギヤ 6 → ディファレンシャル 7 を経過し、駆動軸 8, 8 から図外の駆動輪へ伝達される。

【 0 0 1 9 】

ハイブリッド車両の制御系の構成を説明すると、図 1 において、21 はエンジンコントローラ、22 はスロットルバルブアクチュエータ、23 はモーターコントローラ、24 はインバータ、25 はバッテリー、26 はハイブリッドコントローラ、27 はアクセル開度センサ、28 は車速センサ、29 はモータ温度センサ、

30はエンジン回転数センサ、31、32は双方向通信線である。

【0020】

前記エンジンコントローラ21は、ハイブリッドコントローラ26からの指令に応じてエンジントルクを制御する指令をスロットルバルブアクチュエータ22へ出力する。

【0021】

前記モータコントローラ23は、第1モータMG1の回転数N1とトルクT1、および、第2モータMG2の回転数N2とトルクT2をそれぞれ独立に制御する指令をインバータ24へ出力する。

【0022】

前記インバータ24は、前記同軸多層モータ3のステータSのコイルに接続され、モータコントローラ23からの指令により、インナーロータIRへの駆動電流とアウターロータORへの駆動電流とを複合させた複合電流を作り出す。このインバータ24にはバッテリー25が接続されている。

【0023】

前記ハイブリッドコントローラ26は、アクセル開度センサ27、車速センサ28、モータ温度センサ29、エンジン回転数センサ30等からのセンサ信号を入力して所定の演算処理を行う。なお、ハイブリッドコントローラ26とモータコントローラ23は双方向通信線31により接続され、ハイブリッドコントローラ26とエンジンコントローラ21は双方向通信線32により接続されている。

【0024】

図2は第1実施例装置の振動抑制制御系を示すブロック図であり、図2において、1はエンジン（主たる動力源）、MG1は第1モータ（補助的な動力源）、MG2は第2モータ（補助的な動力源）、3はラビニョウ型複合遊星歯車列（遊星歯車機構）、Rはリングギヤ（要素）、S1は第1サンギヤ（要素）、S2は第2サンギヤ（要素）、Cは共通キャリア（要素）、8は駆動軸（駆動出力部材）、10はエンジン出力軸（結合軸）、11は第1モータ出力軸（結合軸）、12は第2モータ出力軸（結合軸）、15は駆動出力軸（結合軸）、16はエンジン用速度・位置検出器（変位計測手段）、17は第1モータ用速度・位置検出器（変位計測

手段)、18は第2モータ用速度・位置検出器(変位計測手段)、21はエンジンコントローラ、23はモータコントローラ、23aは第1モータ制御部、23bは第2モータ制御部、26はハイブリッドコントローラ、26aは振動抑制制御器(振動抑制制御手段)である。

【0025】

前記モータコントローラ23は、第1モータMG1の回転数N1とトルクT1を制御する第1モータ制御部23aと、第2モータMG2の回転数N2とトルクT2を制御する第2モータ制御部23bとを有する。

【0026】

前記各速度・位置検出器16, 17, 18は、ラビニョウ型複合遊星歯車列3の各要素R, S1, S2の振動状態を観測し、そのセンサ信号をエンジンコントローラ21と第1モータ制御部23aと第2モータ制御部23bに出力する。

【0027】

前記ハイブリッドコントローラ26は、アクセル開度検出値APSと車速検出値Vspと目標駆動トルクマップに基づいて、目標駆動トルクを決定し、エンジン1が分担する目標トルクと両モータMG1, MG2が分担する目標トルクを決め、エンジンコントローラ21に対して目標トルク指令を出力する。一方、第1モータ制御部23aと第2モータ制御部23bに対しては、モータトルクT1, T2の定常分制御とモータ回転数N1, N2の制御(変速制御)を併せて行う。

【0028】

変速制御は、例えば、エンジン回転数Ne、変速比i(=Ne/No)を既知とした場合、図4に示すラビニョウ型複合遊星歯車列3の共線図において、

$$N1 = Ne + \alpha (Ne - No) \quad \dots(1)$$

$$N2 = No - \beta (Ne - No) \quad \dots(2)$$

$$To = T1 + T2 + Te \quad \dots(3)$$

$$N1 \cdot T1 + N2 \cdot T2 = 0 \quad \dots(4)$$

$$\alpha T1 + To = (1 + \beta) T2 \quad \dots(5)$$

但し、N1, T1:第1モータの回転数とトルク

N2, T2:第2モータの回転数とトルク

α, β : 遊星歯車の歯数比

のバランス式が成り立つ。この(1)～(5)のバランス式を用いてモータ動作点(N1, T1, N2, T2)を算出し、このモータ動作点(N1, T1, N2, T2)を得る指令を出力する。

【 0 0 2 9 】

前記ハイブリッドコントローラ 2 6 の振動抑制制御器 2 6 a は、動力源のうちトルクの制御が可能な二つの動力源として両モータ MG1, MG2 を選択し、この両モータ MG1, MG2 に与えられるモータトルク T1, T2 を得る定常分トルク指令に対して振動制御用のトルク指令信号を重畳することにより、ラビニョウ型複合遊星歯車列 3 の 2 自由度振動を抑制する。ここで、動力源のうちトルクの制御が可能な三つの動力源のうち、両モータ MG1, MG2 を選択したのは、エンジン 1 より両モータ MG1, MG2 の方がトルク制御応答に優れることによる。

【 0 0 3 0 】

図 3 は第 1 実施例装置の振動抑制制御器 2 6 a を示す制御ブロック図であり、振動抑制制御器 2 6 a は、ラビニョウ型複合遊星歯車列 3 を実プラントといい、ラビニョウ型複合遊星歯車列 3 の振動の力学モデルをプラントモデルというとき、プラントモデルの逆モデルを用いて外乱トルクを逆算し、これを一部または全部をキャンセルする補正トルクを実プラントの各要素に結合される動力源のうち、二つの両モータ MG1, MG2 に加えることにより実プラントの 2 自由度振動を抑制する制御を行う。

【 0 0 3 1 】

図 3 において、2 6 1 は実変位算出部、2 6 2 は変位分離部、2 6 3 はモデル変位算出部、2 6 4 は並進振動算出部（振動変位算出部）、2 6 5 は回転振動算出部（振動変位算出部）、2 6 6 は外乱トルク算出部、2 6 7 はフィルタ処理部、2 6 8 は補正トルク算出部、2 6 9 は第 1 補正トルク加算部、2 7 0 は第 2 補正トルク加算部である。

【 0 0 3 2 】

前記実変位算出部 2 6 1 は、変位計測値に基づき実プラント 3 の選択した二つの要素 S1, S2 における並進実変位と回転実変位を算出する。

【 0 0 3 3 】

前記変位分離部 2 6 2 は、各要素 R, S1, S2, C に作用するトルクを入力し、並進トルク合計と回転トルク合計に分離する。

【 0 0 3 4 】

前記モデル変位算出部 2 6 3 は、変位分離部 2 6 2 からの並進トルク合計および回転トルク合計とプラントモデルを用い、選択した二つの要素 S1, S2 における並進モデル変位と回転モデル変位を算出する。

【 0 0 3 5 】

前記並進振動算出部 2 6 4 は、モデル変位算出部 2 6 3 からの並進モデル変位と、実変位算出部 2 6 1 からの並進実変位との誤差である並進の誤差（並進振動変位）を算出する。

【 0 0 3 6 】

前記回転振動算出部 2 6 5 は、モデル変位算出部 2 6 3 からの回転モデル変位と、実変位算出部 2 6 1 からの回転実変位との誤差である回転の誤差（回転振動変位）を算出する。

【 0 0 3 7 】

前記外乱トルク算出部 2 6 6 は、並進振動算出部 2 6 4 により算出された並進の誤差と、回転振動算出部 2 6 5 により算出された回転の誤差と、プラントモデルの逆モデルを用いて、並進の外乱トルクと回転の外乱トルクを逆算する。

【 0 0 3 8 】

前記フィルタ処理部 2 6 7 は、信号に含まれるノイズ等を除去するために、外乱トルク算出部 2 6 6 からの並進の外乱トルクのフィルタ処理と回転の外乱トルクのフィルタ処理を行う。

【 0 0 3 9 】

前記補正トルク算出部 2 6 8 は、フィルタ処理部 2 6 7 からの並進の外乱トルクフィルタ処理値と回転の外乱トルクフィルタ処理値を合成し、符号を反転した制振用の補正トルク 1 と制振用の補正トルク 2 を算出する。

【 0 0 4 0 】

前記第 1 補正トルク加算部 2 6 9 は、補正トルク算出部 2 6 8 にて算出した制振用の補正トルク 1 を要素 S1（第 1 モータ MG1）に加える。

【 0 0 4 1 】

前記第 2 補正トルク加算部 2 7 0 は、補正トルク算出部 2 6 8 にて算出した制振用の補正トルク 2 を要素 S2（第 2 モータ MG2）に加える。

【 0 0 4 2 】

次に、作用を説明する。

【 0 0 4 3 】

〔本発明の振動抑制の考え方〕

変速機として用いられる遊星歯車機構においては、構成要素同士の速度拘束があるため、運動の自由度は 2 であり、これをもって出力軸回転速度と主たる動力源から出力軸までの変速比とを制御する。このとき、各要素の速度の関係を共線図と呼ばれる速度線図で表すことが広く行われている。

【 0 0 4 4 】

第 1 実施例装置で採用したラビニョウ型複合遊星歯車列 3 は、4 要素 2 自由度の遊星歯車機構の一例であり、図 4 にその共線図を示す。シングルピニオン型遊星歯車は、キャリアを停止しサンギヤを正転とした場合にリングギヤが逆転する共線図が描ける。また、ダブルピニオン型遊星歯車は、キャリアを停止しサンギヤを正転とした場合にリングギヤがサンギヤより低回転で正転する共線図が描ける。ラビニョウ型複合遊星歯車列 3 は、第 1 サンギヤ S1 と第 1 ピニオン P1 と第 2 ピニオン P2 とリングギヤ R によりダブルピニオン型遊星歯車が構成され、第 2 サンギヤ S2 と第 2 ピニオン P2 とリングギヤ R によりシングルピニオン型遊星歯車が構成される。

【 0 0 4 5 】

このため、シングルピニオン型遊星歯車の共線図と、ダブルピニオン型遊星歯車の共線図とを組み合わせることにより、図 4 に示すように、左端から順に第 1 サンギヤ S1（第 1 モータ MG1）、リングギヤ R（エンジン 1）、共通キャリア C（出力ギヤ 4）、第 2 サンギヤ S2（第 2 モータ MG2）と並ぶ共線図が描ける。これらの回転要素のうち、第 1 サンギヤ S1 と第 2 サンギヤ S2 の回転速度 N_1, N_2 を決定すれば、残りの二つのリングギヤ R と共通キャリア C の速度は決定される。

【 0 0 4 6 】

速度の 2 自由度は独立な 2 速度あるいはそれらの任意の線形結合で表現できるが、レバーの並進モードと回転モードに分解するのが力学的な干渉がなくわかりやすい。その他の変数を選ぶ場合は、力学的な干渉項が発生するのみであり、原理的には同じことになる。図 3 の実プラント枠内には、2 自由度動力伝達機構の運動・振動を示す。この中に慣性を示すブロック $1/(Ms^2)$, $1/(Js^2)$ が二つ示されており、これが運動・振動の自由度が 2 であることを示している。

【 0 0 4 7 】

図 5 に 4 要素 2 自由度の遊星歯車機構（変速機）であって、要素 1, 2, 4 が動力源、要素 3 が出力部材である場合の並進の慣性・回転の慣性のモデルを示す。このモデルでは、遊星歯車機構の要素と動力源の慣性とを結ぶ結合軸が制御すべき振動の周波数領域で十分に剛であって、動力源の慣性と遊星歯車機構の要素との間のねじれ振動を考慮する必要がない場合に適用できる。その場合、要素の慣性と書かれているものは要素の慣性と動力源の慣性とを合計したものとなる。

【 0 0 4 8 】

なお、並進慣性 M と回転慣性 J は、

$$M = J_1 + J_2 + J_3 + J_4$$

$$J = J_1 A_{cg}^2 + J_2 (A_{cg} - a_2)^2 + J_3 (A_{cg} - a_3)^2 + J_4 (A_{cg} - a_4)^2$$

$$\text{ただし、} A_{cg} = (a_2 J_2 + a_3 J_3 + a_4 J_4) / M$$

であり、トルクアーム a_2 , a_3 , a_4 は、遊星歯車機構のギヤ比から決まる無次元の値である。

【 0 0 4 9 】

本発明の請求項 1 では、「二つの動力源に与えられるトルク指令に対して振動制御用の信号を重畳する」となっているが、トルク指令の定常分は、遊星歯車機構のトルクバランスから決まってくる。遊星歯車機構のトルクバランスは、遊星歯車機構の各要素の速度から決定され、各要素の速度は動力性能最適化や燃費最適化等の他の制約条件から決定される（上記バランス式参照）。

【 0 0 5 0 】

すなわち、トルク指令の定常分に対して振動制御用の信号を重畳することにより、各種の最適化で決まる各要素の速度を変更することなく、制振効果を得るこ

とができる。

【 0 0 5 1 】

〔振動抑制制御作動〕

図 6 は第 1 実施例装置の振動抑制制御器 2 6 a で実行される振動抑制制御作動の流れを示すフローチャートで、以下、各ステップについて説明する。

【 0 0 5 2 】

ステップ S 1 では、実変位算出部 2 6 1 において、各要素の変位のうち、少なくとも二つの計測値（第 1 モータ MG1 と第 2 モータ MG2 の速度・位置検出器 1 7, 1 8 による計測値）から、実プラント 3 の並進変位・回転変位を計算する。ここで、計測値を x_1, x_2 、それぞれの重心からのトルクアームを a, b とすると、並進変位と回転変位の計算式は、ステップ S 1 の枠内に記載された行列式により表される。

【 0 0 5 3 】

ステップ S 2 では、変位分離部 2 6 2 において、各要素に作用するトルクから、並進トルク合計と回転トルク合計を算出し、ステップ S 3 へ移行する。なお、各計算式は、

$$\text{並進トルク合計} = T_1 + T_2 + T_{L3} + T_4$$

$$\text{回転トルク合計} = T_1 A_{cg} + T_2 (A_{cg} - a_2) - T_{L3} (A_{cg} - a_3) + T_4 (A_{cg} - a_4)$$

である。このステップ S 2 と後述するステップ S 3 の算出処理は、ステップ S 1 での並進変位の計算及び回転変位の計算と同時進行にて実行される。

【 0 0 5 4 】

ステップ S 3 では、モデル変位算出部 2 6 3 において、並進トルク合計と回転トルク合計をプラントモデルの入力として、並進変位と回転変位を算出する。なお、各計算式は、

$$\text{並進変位} = (\text{並進トルク合計} / M) \text{ の時間に関する二重積分}$$

$$\text{回転変位} = (\text{回転トルク合計} / J) \text{ の時間に関する二重積分}$$

なお、並進慣性 M と回転慣性 J は、上記式および図 3, 図 5 に記載されている。

【 0 0 5 5 】

ステップ S 4 では、並進振動算出部 2 6 4 と回転振動算出部 2 6 5 において、

プラントモデルの並進変位・回転変位と実プラントの並進変位・回転変位との差（振動変位）を求める。

【0056】

ステップS5では、外乱トルク算出部266において、並進変位の差・回転変位の差をそれぞれ外乱トルクに逆算する（二重微分）。

【0057】

ステップS6では、フィルタ処理部267において、信号に含まれるノイズ等を除去するために、外乱トルク算出部266からの並進の外乱トルクのフィルタ処理と回転の外乱トルクのフィルタ処理を行う。

【0058】

ステップS7では、補正トルク算出部268において、並進外乱トルクフィルタ値と回転外乱トルクフィルタ値を入力し、選択された二つの要素S1,S2への制振トルクに合成する。制振トルク1, 2の計算式は、選択された二つの要素と重心とのトルクアームをp、qとすると、ステップS7の枠内に記載の行列式により表される。

【0059】

そして、第1補正トルク加算部269および第2補正トルク加算部270において、合成された制振トルク1, 2を、第1モータMG1と第2モータMG2のトルクT1,T2に足し込む。

【0060】

〔対比による動力伝達機構の振動抑制作用〕

従来、運転状態・トルク配分が決定された状態で動力伝達機構の振動が発生した場合あるいは発生が懸念される場合は、特開2001-315550号公報の段落0007に記載されているように、このトルク配分をずらすことにより振動発生の運動状態を回避する方法が採られている。これは必然的に、元来の最適条件から外れるか、あるいは、動力源の数を増やして冗長度を増すことにより、各種最適化と振動低減とをバランスさせた解を求めていることになる。何れにしても当初の最適化のみを目標としたトルク配分・動作点から外れるため、最適化目標は達成されていないことになる。上記公報の段落0009～0010にはその

ような例が記載されている。すなわち、車両の振動を抑制するために、エンジンやモータの目標動力の組み合わせをもってロックアップを行う領域を決定する方法である。

【 0 0 6 1 】

このように、従来の車両の振動制御においては、動力源の一つあるいは複数がある条件で振動源となる場合に、この条件、具体的にはその動力源の回転速度とトルクとのある組み合わせを回避するように変速比を切り換えることが行われている。このような方法においては、ある最適化の結果として、その動力源の回転速度とトルクとのある組み合わせが要求された場合に、これを満たしつつ車両の振動を抑制できないのは明かである。すなわち、あらゆる動力源のどのような回転数・トルク運転状態においても、動力源の一部または全部が振動源になるような状態においても、その振動を積極的に抑制しつつ、その運転状態を実行する手段が必要となる。

【 0 0 6 2 】

さらに、このような多要素多自由度の動力伝達機構においては、各ギヤ間の隙間に起因するバックラッシュが存在し、動力源とギヤの要素間の結合も意図的あるいは不可避免的に弾性材が存在するため、遊星歯車自体も複雑で非線形な振動発生源あるいは振動増幅器となることが考えられる。このような場合には、動力源の振動発生領域を回避するのみならず、動力伝達機構全体の振動発生・増幅領域を回避する必要がある、それだけ運転状態の自由度が制限され、最適化されるべき目標、例えば、動力性能や燃費等の悪化を招く。また、そのような振動の条件は多岐にわたり、全てを網羅的に回避することは現実的ではないため、軽度の振動については放置されることになり、その微小振動が構成要素の寿命を縮める等の悪影響をもたらすことになる。よって、振動状態を回避するのみではなく、振動を積極的に抑制する手段が必要となる。

【 0 0 6 3 】

これに対し、第 1 実施例装置では、積極的な振動抑制法が採用されていて、実プラントとプラントモデルの出力誤差を外乱トルクのみ起因するものとして逆算（トルク→並進変位，回転変位が二重積分であるから、逆算は二重微分）し、

これを補正トルク指令として選択した二つの動力源である両モータMG1, MG2の定常トルク指令T1, T2に足し込む制御が行われる。すなわち、振動を引き起こす振動外乱トルクをトルク補償によりキャンセルする方式を採用している。

【 0 0 6 4 】

しかも、第1実施例装置においては、実プラントおよびそのモデルはそれぞれ2自由度運動として扱われるため、実プラントの振動を1自由度運動として抑制する特開2000-217209号公報に記載の方法のように、例えば、出力軸トルクの振動を低減した場合は、遊星歯車機構の内部の回転振動が残留することになり、遊星歯車機構内の要素の摩耗が促進される等の問題点、遊星歯車機構内の振動をできるだけ低減しようとする、出力軸トルクの振動が残留することになり、乗り心地を損なうのみならず、最終減速機から下流の動力伝達要素の摩耗が促進される等の問題点、が解消され、ラビニョウ型複合遊星歯車列3に発生する2自由度の振動を効果的に抑制することができる。

【 0 0 6 5 】

次に、効果を説明する。

第1実施例のハイブリッド車両の振動抑制装置にあっては、下記に列挙する効果を得ることができる。

【 0 0 6 6 】

(1)主たる動力源と、複数の補助的な動力源と、主たる動力源の出力を駆動出力部材に伝える際の変速比を変更するための遊星歯車機構と、を有するハイブリッド車両において、動力源のうちトルクの制御が可能な二つの第1モータMG1と第2モータMG2を選択し、この二つの第1モータMG1と第2モータMG2に与えられるトルク指令T1, T2に対して振動制御用の信号を重畳することにより、遊星歯車機構の2自由度振動を抑制する振動抑制制御器26aを備えたため、遊星歯車機構の2自由度振動を効果的に抑制することができ、この結果、遊星歯車機構の構成要素の耐久性を犠牲にすることなく強度を落とし、コストを下げることもできると共に、駆動出力トルクの振動や不快なノイズを低減することができる。

【 0 0 6 7 】

(2)遊星歯車機構を実プラントといい、遊星歯車機構の振動の力学モデルをプ

ラントモデルというとき、前記振動抑制制御器 2 6 a は、プラントモデルの逆モデルを用いて外乱トルクを逆算し、これを一部または全部をキャンセルする補正トルクを実プラントの各要素に結合される動力源のうち、二つの動力源に加えることにより実プラントの 2 自由度振動を抑制するようにしたため、遊星歯車機構に働く作用力のうち、振動を発生させる作用力を、プラントモデルとプラントモデルの逆モデルとを用いて精度良く推定することができ、この結果、遊星歯車機構の 2 自由度振動を効果的に抑制することができる。

【 0 0 6 8 】

(3) 実プラントの各要素に作用するトルクにより発生する各要素の変位を計測する速度・位置検出器 1 6, 1 7, 1 8 を設け、振動抑制制御器 2 6 a は、各要素に作用するトルクと変位計測値を用いて実変位を算出する実変位算出部 2 6 1 と、各要素に作用するトルクとプラントモデルを用いてモデル変位を算出するモデル変位算出部 2 6 3 と、実変位とモデル変位の誤差である振動変位を算出する並進振動算出部 2 6 4 および回転振動算出部 2 6 5 と、算出された振動変位とプラントモデルの逆モデルを用いて外乱トルクを逆算する外乱トルク算出部 2 6 6 と、算出された外乱トルクの符号を反転した補正トルクを算出する補正トルク算出部 2 6 8 と、算出した補正トルクを選択した二つの要素が結合される動力源に加える補正トルク加算部 2 6 9, 2 7 0 と、を有する構成としたため、動力伝達機構であるラビニョウ型複合遊星歯車列 3 に対して減衰力を発生させる制御的なダンパーの働きをし、ラビニョウ型複合遊星歯車列 3 の振動を効果的に減衰させることができる。

【 0 0 6 9 】

(4) 振動抑制制御器 2 6 a は、トルク制御が可能な三つの動力源のうち、トルク制御応答の優れる第 1 モータ MG1 と第 2 モータ MG2 を選択し、この二つの第 1 モータ MG1 と第 2 モータ MG2 に与えられる定常的なトルク指令 T1, T2 に対して振動制御用の信号を重畳することにより、遊星歯車機構の 2 自由度振動を抑制するようにしたため、振動抑制のアクチュエータとしての動力源のトルク制御応答にばらつきがある場合でも、動力伝達機構であるラビニョウ型複合遊星歯車列 3 に発生する 2 自由度の振動をそれぞれ速やかに抑制することができる。

【 0 0 7 0 】

(5)主たる動力源がエンジン 1 であり、複数の補助的な動力源が二つのモータ MG1, MG2 であり、主たる動力源の出力を出力ギヤ 4 に伝える際の変速比を変更するための遊星歯車機構が、二つのモータ MG1, MG2 間にエンジン 1 と出力ギヤ 4 が配置される共線図であらわされる 4 要素・2 自由度の遊星歯車機構であり、振動抑制制御器 2 6 a は、共線図上で両端に配置される二つのモータ MG1, MG2 のトルク指令 T1, T2 に対して振動制御用の信号を重畳するようにしたため、動力伝達機構であるラビニョウ型複合遊星歯車列 3 に発生する 2 自由度の振動のうち特に回転モードの振動を効果的に抑制することができると共に、エンジンダンパのコスト、並びに、モータコストを低減することができる。

【 0 0 7 1 】

すなわち、エンジン出力軸 1 0 には、エンジントルクのリプルを低減するためにバネ・マスで構成されるダンパが設置されるのが通例であり、モータ出力軸 1 1, 1 2 の剛性はエンジン出力軸 1 0 の剛性に比べて大きい。また、ラビニョウ型複合遊星歯車列 3 を共線図で表した場合に、その両端に振動を抑制するモータ出力軸 1 1, 1 2 が結合されているため、ラビニョウ型複合遊星歯車列 3 の回転モードの振動に対して効果的に振動を抑制することができる。この結果として、ラビニョウ型複合遊星歯車列 3 の構成要素の耐久性を犠牲にすることなく、強度を落とし、コストを下げるができる。また、駆動出力系の振動や不快なノイズを低減することができる。また、出力トルクの変動が効果的に低減できるため、エンジン 1 の円滑な回転を阻害しない範囲で、エンジン出力軸 1 0 のダンパによるトルクリプル低減の必要性を下げるができる。つまり、ダンパのバネやマスを小さくすることができるので、エンジンダンパのコストを下げるができる。

【 0 0 7 2 】

また、モータ MG1, MG2 の制御において、微小な速度変動とそれを補正するための発生トルク変動により、モータ鉄心内の磁束もリプル分を持つことになる。これにより、鉄心内の鉄損を増加させることになる。振動抑制制御により微小な速度振動を低減することによって、鉄心内磁束の振動低減から鉄損を低下させるこ

とができ、モータの熱容量が等価的に上がることにより、モータ容量を大きく使うことができる。また、その分をモータ容量の減少に利用してコストを低減することもできる。

【 0 0 7 3 】

(6)主たる動力源がエンジン 1 であり、複数の補助的な動力源が 1 つのステータ S と二つのロータ IR, OR を持つ同軸多層モータ 2 であり、主たる動力源の出力を出力ギヤ 4 に伝える際の変速比を変更するための遊星歯車機構が、同軸多層モータ 2 による二つのモータ MG1, MG2 間にエンジン 1 と出力ギヤ 4 が配置される共線図であらわされるラビニョウ型複合遊星歯車列 3 であるため、2 個の独立したモータを採用する場合に比べてコスト・サイズ・効率の面で有利であると共に、遊星歯車機構を軸方向に短いコンパクトなものとすることができ、さらに、同軸多層モータ 2 とラビニョウ型複合遊星歯車列 3 とは組み合わせ相性が良好で、好適なハイブリッド駆動系を構成することができる。

【 0 0 7 4 】

すなわち、2 ロータ・1 ステータの同軸多層モータ 2 を採用したことで、インナーロータ IR に対する電流とアウターロータ OR に対する電流を重ね合わせた複合電流を 1 つのコイルに印加することにより、2 つのロータ IR, OR をそれぞれ独立に制御することができる。つまり、外観的には、1 つの同軸多層モータ 2 であるが、モータ機能とジェネレータ機能の異種または同種の機能を組み合わせたものとして使える。

【 0 0 7 5 】

よって、例えば、それぞれにロータとステータを持つ 2 個の独立したモータを設ける場合に比べ、コスト（部品点数低減、インバータ電流定格低減、磁石低減）・サイズ（同軸構造による小型化、インバータサイズ低減）・効率（鉄損低減・インバータ損失低減）の面で有利にすることができる。

【 0 0 7 6 】

また、複合電流制御のみで（モータ＋ジェネレータ）の使い方に限らず、（モータ＋モータ）や（ジェネレータ＋ジェネレータ）の使い方も可能であるというように、高い選択自由度を持つため、例えば、第 1 実施例のように、ハイブリッ

ド車の駆動源に同軸多層モータ 2 を採用した場合、これら多数の選択肢の中から車両状態に応じて最も効果的、或いは、効率的な組み合わせを選択することができる。

【 0 0 7 7 】

ラビニョウ型複合遊星歯車列 3 は、2 列の遊星歯車の幅寸法でありながら、4 つの遊星歯車（2 つの平行な縦方向遊星歯車と 2 つのクロスする前後方向遊星歯車）の組み合わせを実現しているため、例えば、4 つの遊星歯車を軸方向に配列するのに比べて大幅に軸方向寸法が短縮される。

【 0 0 7 8 】

ハイブリッド駆動系に対し同軸多層モータ 2 とラビニョウ型複合遊星歯車列 3 を適用した場合、①互いに同軸構造であるため、同軸多層モータ 2 の出力軸 1 1 , 1 2 と、ラビニョウ型複合遊星歯車列 3 の両サンギヤ S1, S2 とを、例えば、スプライン嵌合にて簡単に連結できるというように、組み合わせ相性が非常に良く、スペース・コスト・重量の面で極めて有利である。②同軸多層モータ 2 の一方を放電（モータ）として用い、他方を発電（ジェネレータ）として用いた場合、1 つのインバータ 2 4 を介してモータ電流を制御することも可能であり、バッテリー 2 5 からの持ち出しを少なくすることができる。例えば、上記(1)～(5)のバランス式が成立するダイレクト配電制御モードの場合、理論上、バッテリー 2 5 からの持ち出しをゼロにすることができる。③同軸多層モータ 2 の両方を放電（モータ）として用いた場合、駆動範囲を広くとることができる。

【 0 0 7 9 】

（第 2 実施例）

この第 2 実施例は、第 1 実施例装置が振動を引き起こす振動外乱トルクをトルク補償により直接キャンセルする方式であるのに対し、振動外乱トルクにより引き起こされた振動を、制御的な減衰トルクにより速やかに減衰させる方法を採用した例である。

【 0 0 8 0 】

すなわち、図 7 に示すように、第 2 実施例の振動抑制制御器 2 6 a は、各要素に作用するトルクと変位計測値を用いて並進変位と回転変位を算出する実変位算

出部 2 6 1 と、並進変位および回転変位と電氣的ダンパーを用いて並進の減衰トルクと回転の減衰トルクを算出する減衰トルク算出部 2 7 1 と、並進の減衰トルクと回転の減衰トルクからノイズを除去するフィルタ処理部 2 6 7 と、並進の減衰トルクフィルタ処理値と回転の減衰トルクフィルタ処理値を合成し、符号を反転した制振用の補正トルク 1 と制振用の補正トルク 2 を算出する補正トルク算出部 2 6 8 と、制振用の補正トルク 1 を要素 S1（第 1 モータ MG1）に加える第 1 補正トルク加算部 2 6 9 と、制振用の補正トルク 2 を要素 S2（第 2 モータ MG2）に加える第 2 補正トルク加算部 2 7 0 と、を有する。なお、他の構成は第 1 実施例と同様であるので、図示並びに説明を省略する。

【 0 0 8 1 】

作用を説明すると、実変位算出部 2 6 1 において、実プラント（ラビニョウ型複合遊星歯車列 3）の各要素に作用するトルクと変位計測値を用いて並進変位と回転変位が算出され、減衰トルク算出部 2 7 1 において、並進変位および回転変位と電氣的ダンパーを用いて並進の減衰トルクと回転の減衰トルクが算出され、フィルタ処理部 2 6 7 において、並進の減衰トルクと回転の減衰トルクからノイズが除去され、補正トルク算出部 2 6 8 において、並進の減衰トルクフィルタ処理値と回転の減衰トルクフィルタ処理値を合成し、符号を反転した制振用の補正トルク 1 と制振用の補正トルク 2 が算出され、第 1 補正トルク加算部 2 6 9 において、制振用の補正トルク 1 が要素 S1（第 1 モータ MG1）に加えられ、第 2 補正トルク加算部 2 7 0 において、制振用の補正トルク 2 が要素 S2（第 2 モータ MG2）に加えられる。

【 0 0 8 2 】

次に、効果を説明する。

第 2 実施例のハイブリッド車両の振動抑制装置にあっては、並進変位および回転変位と電氣的ダンパーを用いて並進の減衰トルクと回転の減衰トルクを算出する減衰トルク算出部 2 7 1 を設けたため、プラントモデルを用いることのない簡単な振動抑制制御器 2 6 a の構成としながら、振動外乱トルクにより引き起こされた振動を、制御的な減衰トルクにより速やかに減衰させることができる。

【 0 0 8 3 】

(第 3 実施例)

第 2 実施例が並進・回転変位と電氣的ダンパーを用いて並進・回転減衰トルクを求める例であるのに対し、この第 3 実施例は、並進・回転の誤差と電氣的ダンパーを用いて並進・回転減衰トルクを求める用にした例である。

【 0 0 8 4 】

すなわち、図 8 に示すように、第 3 実施例の振動抑制制御器 2 6 a は、図 7 の第 2 実施例装置に対し、各要素 R, S1, S2, C に作用するトルクを入力し、並進トルク合計と回転トルク合計に分離する変位分離部 2 6 2 と、変位分離部 2 6 2 からの並進トルク合計および回転トルク合計とプラントモデルを用い、選択した二つの要素 S1, S2 における並進モデル変位と回転モデル変位を算出するモデル変位算出部 2 6 3 と、モデル変位算出部 2 6 3 からの並進モデル変位と、実変位算出部 2 6 1 からの並進実変位との誤差である並進の誤差（並進振動変位）を算出する並進振動算出部 2 6 4 と、モデル変位算出部 2 6 3 からの回転モデル変位と、実変位算出部 2 6 1 からの回転実変位との誤差である回転の誤差（回転振動変位）を算出する回転振動算出部 2 6 5 と、が追加された構成である。

【 0 0 8 5 】

作用を説明すると、減衰トルク算出部 2 7 1' において、並進の誤差および回転の誤差と電氣的ダンパーを用いて並進の減衰トルクと回転の減衰トルクが算出され、フィルタ処理部 2 6 7 において、並進の減衰トルクと回転の減衰トルクからノイズが除去され、補正トルク算出部 2 6 8 において、並進の減衰トルクフィルタ処理値と回転の減衰トルクフィルタ処理値を合成し、符号を反転した制振用の補正トルク 1 と制振用の補正トルク 2 が算出され、第 1 補正トルク加算部 2 6 9 において、制振用の補正トルク 1 が要素 S1（第 1 モータ MG1）に加えられ、第 2 補正トルク加算部 2 7 0 において、制振用の補正トルク 2 が要素 S2（第 2 モータ MG2）に加えられる。

【 0 0 8 6 】

次に、効果を説明する。

第 3 実施例のハイブリッド車両の振動抑制装置にあっては、並進の誤差および回転の誤差と電氣的ダンパーを用いて並進の減衰トルクと回転の減衰トルクを算出

する減衰トルク算出部 2 7 1' を設けたため、第 2 実施例の振動抑制制御方法に比べ、遊星歯車機構の速度制御を阻害することが少なくなるという効果が得られる。

【 0 0 8 7 】

(第 4 実施例)

第 1 実施例～第 3 実施例では、各動力源と結合軸および遊星歯車機構の要素間の弾性ねじれ振動が無視できる高剛性を想定した例を述べたが、この第 4 実施例は、各動力源と結合軸および遊星歯車機構の要素間の弾性ねじれ振動が無視できない場合の例である。

【 0 0 8 8 】

図 9 に 4 要素 2 自由度の遊星歯車機構（変速機）の振動モデルを示す。この第 4 実施例では、剛性の高い 2 軸を選び、これらに繋がれた動力源の制御トルクを制振に用いる。

【 0 0 8 9 】

なお、並進慣性 M と回転慣性 J は、

$$M = J_1 + J_2 + J_3 + J_4$$

$$J = J_1 A_{cg}^2 + J_2 (A_{cg} - a_2)^2 + J_3 (A_{cg} - a_3)^2 + J_4 (A_{cg} - a_4)^2$$

$$\text{ただし、} A_{cg} = (a_2 J_2 + a_3 J_3 + a_4 J_4) / M$$

であり、トルクアーム a_2 , a_3 , a_4 は、遊星歯車機構のギヤ比から決まる無次元の値である。

【 0 0 9 0 】

仮に、動力源 1, 4 がこのようにして選ばれたとすると、これらの弾性結合軸を直結した形で、例えば、図 3 や図 7 や図 8 に示す振動抑制制御器 2 6 a の制御ブロックを用いて実施することができる。

【 0 0 9 1 】

この場合、 $J_1 \rightarrow J_1 + J_{m1}$, $J_4 \rightarrow J_4 + J_{m4}$ と置き換え、さらに、結合軸 1, 4 の共振周波数のうち低い方の振動周波数以上の振動成分を通さないようなローパスフィルタを図 3 中や図 7 中や図 8 中の計算された並進・回転の検出部分に挿入することが必要となる。挿入箇所は「並進・回転の分離」ブロックの前でも後でも良